



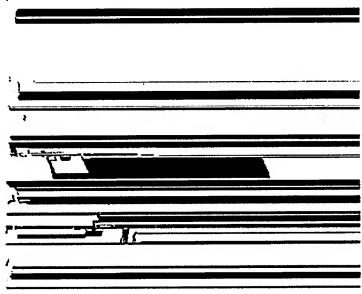


**INFINITELY VARIABLE HYDRAULIC TRANSMISSION****Publication number:** JP59501917T**Publication date:** 1984-11-15**Inventor:****Applicant:****Classification:****- International:** F16H39/14; B04B1/20; F16D31/02; F16H39/16;  
B04B1/00; F16D31/02; F16H39/00; (IPC1-7):  
F16H39/14**- European:** B04B1/20D; F16H39/16**Application number:** JP19830503503T 19831026**Priority number(s):** WO1983DK00099 19831026; DK19820004821  
19821029**Also published as:** WO8401804 (A) EP0124552 (A1) US4581896 (A1) EP0124552 (A0)**Report a data error here**

Abstract not available for JP59501917T

Abstract of corresponding document: **WO8401804**

The transmission comprises a hollow input member (1) and a coaxial output member (2) supported for rotation relative to the input member. A positive displacement pump comprises a cylinder block (12) secured to the input member and a rotor (16) which is journaled on an eccentric pin (17) and which drives the pump pistons (15). A positive displacement motor comprises a stator part (6) secured to the input member and a rotor part (5) secured to the output member. The motor cylinders (8) are supplied with hydraulic liquid from the pump through duct means (35, 37, 39) in a disc-shaped control member (22) journaled on the eccentric pin (17) and rotating together with the pump rotor (16). Return flow from the motor to the pump occurs through a space (28) which within the input member surrounds the control member (22) and which communicates with each pump cylinder (14) during the suction stroke of the associated pump piston (15).



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

⑬ 日本国特許庁 (JP)  
 ⑭ 公表特許公報 (A)

⑮ 特許出願公表

昭59—501917

⑯ Int. Cl.<sup>3</sup>  
 F 16 H 39/14

識別記号

序内整理番号  
 6608—3J

⑰ 公表 昭和59年(1984)11月15日

部門(区分) 5(2)  
 審査請求 未請求  
 予備審査請求 未請求  
 (全 9 頁)

⑱ 無限可変流体圧伝動機

⑲ 特 願 昭58—503503  
 ⑳ 出 願 昭58(1983)10月26日  
 ㉑ 翻訳文提出日 昭59(1984)6月20日  
 ㉒ 国際出願 PCT/DK83/00099  
 ㉓ 国際公開番号 WO 84/01804  
 ㉔ 国際公開日 昭59(1984)5月10日  
 ㉕ 優先権主張 ㉖ 1982年10月29日 ㉗ デンマーク(DK)  
 ㉘ 4821/82  
 ㉙ 発 明 者 アンドレセン・ハンス・ボグスコフ  
 デンマーク・デーケー—3460ビルケロード  
 ・ヘストコブヴェンゲト89

㉚ 発 明 者 ニールセン・ヘルムート・キエルド  
 デンマーク・デーケー—3550スランゲル  
 ブ・ヨルドホイ・バツケ7  
 ㉛ 出 願 人 アルファ—ラヴ—アル・セバレイション  
 ・アクチセルスカベツト  
 デンマーク・デーケー—2860ソボルグ・  
 マスキングエイ5  
 ㉜ 代 理 人 弁理士 猪股清 外 3名  
 ㉝ 指 定 国 A T(広域特許), B E(広域特許), C H  
 (広域特許), D E(広域特許), F R(広域  
 特許), G B(広域特許), J P, L U(広域  
 特許), N L(広域特許), S E(広域特許),  
 U S

20

請 求 の 範 囲

1. 無限可変流体圧伝動機において、  
 中空な入力体(1)、および、入力体と同軸心の出力  
 体(2)と、  
 上記入力体内に置かれ、入力体により駆動され、多  
 数のポンプシリンダ(14)およびピストン(15)を  
 有するポンプと、  
 上記入力体内に上記ポンプから軸心方向にずらせて  
 置かれ、上記入力体に取付けられてこれとともに回  
 転するメータ部(6)、および、上記出力体に取付  
 けられたロータ部(5)を有する多相メータと、  
 ポンプからメータへの流体圧力の供給および取り戻  
 せを制御するための制御手段と、  
 を有し、  
 特徴として、  
 上記ポンプシリンダ(14)は、入力体(1)に取付け  
 られたシリンダ体(12)中に作られ、その、メータ  
 の方に向いた端面(26)中に、一つのピッチ円に沿  
 って多数の孔(34)が作られ、各孔はそれぞれのポ  
 ンプシリンダ(14)の作動室に連通し、  
 ポンプの方に向けられた、メータのロータ部(5)の  
 端面(27)中に、一つのピッチ円に沿って多数の  
 孔(11)が作られ、各孔はそれぞれのメータシリン  
 ダ(8)の作動室に連通し、

21

- 上記制御手段は、上記両端面(26, 27)間に置かれ  
 たディスク形状体(22)であり、上記ディスク形状体は、  
 上記両端面にシール嵌合し、在動時の軸心(4)から  
 偏心した停止ピン(17)上に懸受け保持され、ポン  
 プのシリンダ体(12)に、これとともに回転するよ  
 うに連動されて、ピン(17)の偏心度により定めら  
 れる変速運動(30)をなし、  
 上記制御手段(22)は、ポンプの上記端面(26)と接  
 する第一端面を有し、この面中には、対向するポン  
 プの孔(34)と協働する制御腔部(36)が作られ、  
 上記孔の各々は、入力体(1)の一回転の間に制御体  
 を貫通する供給ダクト(37)、および、入力体内に  
 おいて制御体を囲む室(28)に、交互に連通され、  
 さらに、  
 上記制御体(22)は、メータの上記端面(27)に接  
 する第二端面を有し、この面中には、メータの上  
 記端面中の孔(11)と協働する一組の制御腔(39、  
 38)が作られ、上記腔の組は、供給ダクト(37)に  
 連通された第一溝(39)と、入力体内の上記腔(28)  
 に連通された第二溝(38)とからなる、  
 ように形成された伝動機、  
 2. メータのロータ部(5)の上記端面(27)は、出力  
 体(2)により、これとともに回転し得るが軸心方向  
 に動き得るようにならねばならない中間ディスク(10)上  
 に設けられ、上記ディスクが、メータシリンダ(8)

中に存在する液体圧により発生されて制御体(22)に向けられる軸心方向力を受ける、ことを等価とする、請求の範囲第1項記載の伝動機。

- ・ 制御体(22)の上記第一側面は、ギョウの端面(26)の中孔(34)を囲む仮面円の直線に等しい外縁を有する円形であり、
- ・ 制御体の第一端面の外周は制御腔部(36)の外周境界線を形成し、上記腔部は、ギョウの端面(26)の中孔(34)の半端方向に法線に等しい半端方向を有する輪形部の軸に作られることを特徴とする請求の範囲第1項記載の伝動輪。
4. 制御体(22)の上記第一面中には、多数の別別の仮形部(35)が作られ、これらの仮形部(35)は、ギョウの端面(26)の中孔(34)に相対し、別個の供給ダクト(37)に通設され、上記腔の外周が制御腔部(36)の内周境界線を形成することを特徴とする請求の範囲第3項記載の伝動輪。
5. 制御体(22)の上記第二側面中の仮形部(39,38)は、対向する孔(11)のビュチ円の直線に等しい平均直線を有し、各孔の角度長さは180°より若干平小であることを特徴とする請求の範囲第1項記載の伝動輪。
6. 二つの歯(39,38)の対向端間に形成された区域(40)の各の角度長さはユーロの端面(27)中の孔(11)の切溝方向に法線に等しいことを特徴とする請求の範囲第1項記載の伝動輪。

4. 側面体(2'2')の上記第一面中には、多数の別別の  
 図形群(3'5')が作られ、これらの面の各々は、ポン  
 プの端面(2'6')中の一つの孔(3'4')に相当し、別別  
 の供給ダクト(3'7')に連通される。上記面の外周が側  
 面腔室(3'6')の内側境界線を形成することと特徴と  
 する請求の範囲図3項記載の供給線。

8. 制御体(22)の上記第二四面中の四角溝(39, 38)は、対向する孔(11)のピッチ円の直径に等しい平均直径を有し、各溝の角度長さは $180^\circ$ より若干小であることを特徴とする請求の範囲第1項記載の伝動機。

6. 二つの牌(39, 38)の対向端間に形成された区域(40)の各々の角度長さはモーアの端面(27)中の孔(11)の切跡方向寸法に等しいことを特徴とする。

る請求の総題第 5 項記載の仕動機。

7. 制動体(122)の第二切面中の第二溝(138)は制動体中の中心(42)に通過し、そこからグロト(43, 44)が出力面(12)を繞りおひねり止(17)を越え入力体(11)の二つのベアリングに到り、ポンプ軸にあるベアリングは、ポンプのシリンダ体(12)を貫通するグロト(45)を越え入力体内部の溝(28)に通過することを特徴とする請求の範囲第1項記載の依徴。
8. 制動体(122)は、相対的に角度運動される二つのディスク形面(123, 124)からなり、ポンプおよびモータの孔(134, 141)とそれ等しき動力する制動体の第一および第二溝にそれぞれ上記第一および第二部(123, 124)上に設けられ、制動体の一面面上の制動溝部分に多数の凹部(136)からなり、これらの各々は、一つの孔(134)と動力、孔の半径方向寸法に等しい一定の半径方向幅を有する、凹部部分の外周から制動体の中心までの半径は、凹部部分の一端における最大値、すなわち、孔を外周から進む円の半径に等しい値から、凹部の他端における最小値、すなわち、孔の内周をめぐむ円の半径に実質的に等しい値まで減少することを特徴とする請求の範囲第1項記載の依徴。
9. 凹部部分(136)の内側境界面は弧状部(135)により形成され、これらの界は、制動体の第一面

8. 制御体(122)は、相対的に角度調整される二つのディスク形部(123, 124)からなり、ポンプおよびモータの孔(134, 111)とそれぞれ協力する制御体の第一および第二端面はそれぞれ上記第一および第二部(123, 124)上に設けられ、

割裂体の任一面上における割裂縫羽は多数の隙面部分(138)からなり、これらの各々は、一つの孔(134)と密力を、孔の半径方向すなわち一般の定数の半径方向を有するが、隙面部分の外周から割裂体の中心までの半径は、隙面部分の一端における最大値、すなわち、孔を外周から含む円の半径に等しい値から、隙面の他端における最小値、すなわち、孔の内側をめぐめる円の半径に実質的に等しい値まで減少することと等価として、その間の距離を1項記数の任意数。

9. 各歯部分(136)の内側境界部は弧形溝(135)により形成され、これらの溝は、削歯体の第一部

發明之名稱 無段可變泥体圧伝動機

## 張明の背景

本発明は、無磁気可塑性又は運動機に属し、この運動機は、中空な入力体、軸および、入力体と同軸心出力体と、上記入力体内部に設けられ、入力体と共に回転し、多数のギョングレリウムおよびピストンを有するギョングレリウム、上記入力体と上記ギョングレリウムとに接するギョングレリウムと、上記入力体に取付けられてこれとともに回転するスターギョングレリウム、および、上記出力体に取付けられてローギョングレリウムを多数のギョングレリウムと、ギョングレリウムとギョングレリウムとの接触および戻り此れを制御するための制御ギョングレリウムと、を有する。

この伝動機は、米国特許明細書第 3,971,509 号に示された遠心分離機のようなデカン式遠心分離機の内部コンベヤスクリュウを駆動するのに特に適するが、これに限られるものではない。

フランス特許明細事案第1,032,245号には、上述のような種類の低動機が示され、この低動機は、半導体方向ビストンの可変吐出量ポンプを有し、このポンプは静止ビストン体を有し、ビストンは、中心に偏かされて入力体と同期的に回転する偏心体に嵌合する。モータは、一定吐出量のベーン型モータであり、出力体に駆付けられたロータ、および、入力体に駆付けられたスリーブにより形成された外体を有し、上記スリー

ブは軸心方向に延びて、ポンプの静止シリンダ体の外周にシール部を有し、スリーブ中には、ベーンモータの作動室およびポンプシリンダの作動室にそれぞれ一致する二組の半長方向溝が作られる。スリーブを回るとともにKに回転するケーシングと、スリーブの外周との間には二つの長手方向溝が作られ、これらの溝はそれぞれ、ポンプとモータとの間の流体の供給および戻り溝の役をする。ポンプの吐出量、したがって回転率は、ポンプピストンを駆動する偏心体の偏心度を変えることにより変えられる。

上記既知の偏心体においては、相係合する静止のポンプシリンダ体の円筒面と、入力体とともに回転するスリーブの端面との間に大きな相対速度が生じ、したがって、時間の経過とともにこれら両表面間に摩耗が生じ、よつて、これら両表面間の無油潤滑を保つことが事実上不可能になるが、この「無油潤滑を保つ」と言うことは、偏心体の信頼性のある機能を保証するために絶対的に必要とされる条件なのである。

#### 発明の開示

本発明の目的は、既知の偏心体の欠点を有しない上述のような信頼性の高い軸を保持することにある。本発明による偏心体においては、その特徴として、ポンプシリンダは、入力体に取り付けられたシリンダ体中に作られ、その、モータの方に向いた端面中に、一つのビード面

したがって、上記既知のシールのシール部が実質的に無摩耗に保たれる。

本発明の好適形においては、モータのロータ部の上記端面は、外体により、これとともに回転し得るが軸心方向に動き得るように保持された中間ディスク上に設けられ、上記ディスクは、モータシリンダ中に存在する流体圧により発生されて形変位に向けられる軸心方向力を受ける。これにより、作動の間に、制御体の各端面と、対向するポンプおよびモータの各孔面との間に常に適当な軸心方向力が保たれることが保証され、よつて、これらの面上に生じ得る摩耗に拘らず、完全なシール部が保たれる。

本発明の第一実施例においては、その特徴として、制御体の上記第一端面は、ポンプの潤滑中の孔を囲む位置の円筒面に近い外周を有する円筒面であり、制御体の第一端面の外周は制御体の外周境界面を形成し、上記端面は、ポンプの端面中の孔の半長方向法線に等しい半長方向線を有する輪形部分の形に作られる。

ポンプシリンダ体の各回転の間に制御体により行われるポンプシリンダ体に対する進退運動により、上記シリンダ体中の各孔は輪形を横切つて動かされ、よつて、これらの孔は、それぞれのポンプピストンの吐出ストロークの間は供給溝に連結され、吸入ストロークの間は、周りの道により形成された戻り流路に連結される。

Kに附つて多数の孔が作られ、各孔はそれぞれのポンプシリンダの作動室に通過し、ポンプの方に向けられ、モータのロータ部の潤滑室中には、一つのビード面に附つて多数の孔が作られ、各孔はそれぞれのモータシリンダの作動室に通過し、制御体は、上記潤滑室間に変形したディスク形であり、上記ディスク形は、上記両端面にシール部を有し、流体の軸心から偏心した静止ピン上に軸受け保持され、ポンプのシリンダ体は、これとともに回転するように連結されて、上記ピンの偏心度により定められる進退運動をなし、上記制御体は、ポンプの上記端面と制御する第一端面とを有し、この面中には、対向するポンプの孔と協力する制御部が作られ、上記孔の各々は、入力体の一回転の間に、制御体を通る流体溝を形成し、および、入力体内において制御体を囲む直に、交互に連結され、さらに、上記制御体は、モータの上記端面に嵌合する第二端面を有し、この面中には、モータの端面中の孔と協力する一組の形形成が作られ、上記形形成は、供給溝に連結された第一開口と、入力体内の上記端面に連結された第二開口とからなる。

上記ディスク形制御体はポンプのシリンダ体とともにKに回転し、これに対して小さな進退運動を行うのみであるから、制御体とシリンダ体との摩擦面の相対速度は小であり、よつて、両表面上の摩耗は、既知の長期的作動室においても、無視し得る程に小であり、

本発明の第二実施例においては、その特徴として、制御体は二つのディスク形部分からなり、これらは相互に角度的に傾動され、ポンプおよびモータの孔とそれぞれ協力する、制御体の第一および第二端面はそれぞれ第一および第二ディスク形部分上に設けられ、制御体の第一端面上の制御部は多数の形形成部分からなり、これらの部分の各々は、一つの孔と協力し、孔の半長方向法線に等しい一定の半長方向線を有するが、輪形部分の外周から制御体の中心までの半径は、輪形部分の一端における、孔を外周から含む円の半径に等しい最大値から、輪形部分の他端における、孔の内周をめぐる円の半径に等しい最小値に減少する。

この第二実施例においては、その制御体の、第一実施例におけるものより値に相違があるが、ポンプおよびモータがともに一定吐出量であり得ると言う利益が与えられる。これは、偏心運動の変化が制御体の二つの孔の角度傾斜により行われ得るからである。ポンプシリンダ体中の各孔が、半径の値が最大になる端面部分の端と協力するようになる上記孔の相対位置においては、制御体は第一実施例の同一制御体と同様に回転し、よつて、全ポンプストロークの間、各ポンプシリンダは供給溝を介してモータに通過し、全吸入ストロークの間、周りの道に通過する。この位置においては、モータ、したがって出力体は、入力体に対する最大回転率で回転する。反対の相対位置においては

は、すべての孔は常に、または實質的に常に、燃料部分の外周の外側に僅かに、よつて、戻り流路に連通されたがつて、吐出ストロータの間に各ポンプシリンドラから排出された量の全部または、少なくとも大部分はモータをバイパスする。この位置においては、出力体の相対回転率はゼロまたは最小値になる。二体側時体を中間角度位置に調節することにより、出力体の相対回転率、したがつて伝動面がいかなる所置中間値にも調節される。

#### 図面の簡単な説明

本発明を、図付図面の第1図ないし第5図および第6図ないし第11図にそれぞれ示す二つの実施例についてさらに詳細に説明する。

第1図は、本発明の第一実施例の長手方向断面図であり、この実施例は一定吐出量のモータおよび、可変吐出量のポンプを有し、後者は、ゼロ吐出量に調節された状態において示され。

第2図は、第1図のII-II線による断面図であり、

第3図は、第1図のIII-III線による断面図であり、

第4図は、ポンプが最大吐出量に設定された時の、対向して協力的な、ポンプのシリンドラ体上のバルブ面、および、船舶体上のバルブ面を示す平面図であり、

第5図は、モータのロータ駆上のバルブ面、および、船舶体上のバルブ面を示す、第4図と同様な平面図で

#### 8.

たはボールベアリングにより、外体1の端カバー3に対して可回転に保持される。上記入力体(外体)1および出力体(軸)2は共通軸心4を中心として回転する。

上記伝動機構は、定排出口のラジアルピストン流体圧モータを有し、このモータのロータ部(シリンドラ)5は軸2に取付けられ、スリーブ6は外体1中の偏心孔中に取付けられる。スリーブ6の内面56は、モータのピストン7の端面と協力的な鞍形接触面8の形に作られる。この接触面においては七つ示されているモータピストンの各々は、ロータ部8中に作られたシリンドラ8中で中径方向に伝動し得る。各シリンドラ8の中径方向内方端から、軸心4に平行な貫通孔が作られ、この孔はブッシュ9を有し、ブッシュ9は、伝動機構の作動の際にモータシリンドラ中に存在する流体圧により、ロータ部5とともに回転し得るよう軸2上に可撓動に取付けられた中間ディスク10の一面面とシール接触するように保たれる。孔11は、各ブッシュ9と同軸心に、ディスク10を横方向に貫通し、これらの孔11は、シリンドラ8中への流体圧の流入およびシリンドラ8からの戻出を交互に許す役をする。

伝動機構はさらに、可変吐出量のラジアルピストン流体圧ポンプを有し、このポンプは、外体1の他の端カバー13のすぐ背後において外体1中の孔中に軸心4と同軸心に取付けられたシリンドラ体12を有し、シリ

あり。

第6図は、本発明の第二実施例の、第1図と同様な長手方向断面図であり、この実施例は一定吐出量のモータ、一定吐出量のポンプおよび、伝動系を変えるように設計された二部分別側面を有し、

第7図は、第4図と同様な平面図であり、船舶体が、ポンプからモータへ最大吐出量を与えるように調節された時の、シリンドラ体上および船舶体上の対向バルブ面を示し、

第8図は、第7図と同様な部品を示す平面図であるが、船舶体は第6図におけると同様に、ポンプからの吐出量がゼロに調節された状態で示され、

第9図は、第5図と同様な平面図であり、船舶体が、第6図に示した位置から約45°回転されたときの、モータのロータ部上および船舶体上の対向バルブ面を示し、

第10図および第11図は、ポンプの吐出量を調節するための機構を示す。

#### 発明を実施するための最良の形態

第1図ないし第5図に示す流体圧伝動機構は外体1を有し、外体1は、軸(図示なし)により、図示されない方法によつて可回転に保持され、伝動機構の入力体を構成し、軸上に僅かにれたモータからハブに駆動される。伝動機構の出力体を構成する軸2は二つのロータ

#### 9.

シリンドラ1,2は三つの半径方向に延びるシリンドラ1,4を有し、シリンドラ1,4の各々中にポンプピストン1,5が置かれ、ピストン1,5の半径方向内方端は、円筒形ピン1,7上に可回転に保持されたロータ1,6に駆動運動される。上記ピン1,7は、円筒形伝動軸1,8の一端と一体であり、上記軸1,8は、端カバー13を貫通し、スリーブ1,9中の偏心孔中に軸受け保持され、スリーブ1,9は二つのロータまたはボールベアリングにより端カバー13中に保持される。スリーブ1,9の中心部は軸心4と一致する。第3図に示すように、ピン1,7は軸1,8に対して偏心しており、図示例においては、その偏心度は、軸1,8を保持するスリーブ1,9中の孔の偏心度と同じである。二つの異なるハンドル2,20,21がそれぞれ軸1,8およびスリーブ1,9に取付けられ、これらのハンドルの一つは軸(図示なし)に固定される。ハンドル20と21との相対回転により、軸心4に対するピン1,7の偏心度が、第1図ないし第3図に示すようなゼロ値と、第4図および第5図に示すような最大値との間に調節され得る。ポンプピストン1,5のストロータを定める偏心度が所望値に調節されると、ハンドル20,21はともにもロックされる。

外体1内において上記ポンプとモータとの間に形成された室2内には円筒形ディスク形の制御体22が置かれ、制御体22の両側面はそれぞれ、ポンプシリンドラ体12の端面26および、中間ディスク10の端面

27 K シール接続される。上記制動体 22 は、偏心ピン 17 上を可回転に保持され、ポンプのロータ 18 の端面に上り作られて制動体 22 中の溝形溝中 K 係合する突起 29 K よりポンプロータ 18 に駆動連絡される（第 2 図参照）。ピン 17 の偏心度が、ハンドル 20, 21 により、ゼロから異なる値に調節されると、制動体 22 は、外体 1 の回転の間に、シリンダ体 12 K に対して進退運動を行う。外体 1 の一回転の間に制動体 22 の中心は、第 4 図中に示す円 30 の周りを、シリンダ体 12 K に対する制動体 22 の位置をそれと変えずに一回転し、この際、上記シリンダ体は、偏心度による幾少なる周期変位を除いては、ロータ 18 と同期的に回転する。

制動体はダイヤグ 10 に対して同じ進退運動を行い、この運動は、第 5 図中に示して示すごとくである。しかし、この運動は、ピン 17 の偏心度がゼロから変えられたときの製品 8 と 8 との相対回転による品 22 と 10 との軸心 K を中心とする相対回転に置かれる。

シリンダ体 12 の周囲中には、各ポンプシリンダ 14 の中程方向外方端から出る駆動溝 32 が作られ、この溝 32、および、溝の他端にある短い半径方向孔 33 を総てシリンダ 14 は、シリンダ体の後面、すなわち、バルブ面 28 中の孔 34 K に通過する。各孔 34 は各ポンプシリンダ 14 から 90° ずらされる（第 2 図参照）。

## 12

8, 39 の半径方向溝は、モータピストン 7 の運動が逆転される間の短い時間を除いては、各孔 11 が常に上記二つの溝の一つに常に通過するように定められる。上記逆回転のときにおいては、問題の孔 11 が、制動体のバルブ面中の溝 38 と 39 との対向端間にある区域 40 の一つに閉鎖される。

制動体 22 中の半径方向孔 41 は溝 38 を、制動体 22 と中間ダイヤグ 10 との間に形成された中心室 42 に連通する。上記室 42 は、前 2 および 18 中のダクト 43, 44 を総て、カバー 3, 13 中のベアリングに通過し、上記ベアリングから、ポンプシリンダ体 12 を貫通するダクト 45 を総て流路圧が第 28 K に流れ戻り得る。

モータロータ 5 と溝カバー 3 との間にはダイヤグ 50 が軸 2 上に、これとともに回転し得るよう可撓的に取り付けられる。孔 51 がダイヤグ 50 を偏心方向に貫通し、これらの孔 51 は、ロータ 5 の端面中に、ダイヤグ 10 と係合するプッシュ 9 の反対側に取り付けられたプッシュ 9 と同様に係合される。上記孔 51 は、ダイヤグ 50 とカバー 3 との間に傾度度が作られることを保証し、また、ロータ 5 に働く軸心方向力を釣合させる役をする。

外体 1 が回転し、ピン 17 が、ゼロから異なる偏心度 K に調節されると、各ポンプピストン 15 は、外体 1 の一回転の間に、それぞれのシリンダ 14 中で完全な

上記バルブ面 26 K に衝ける制動体のバルブ面 35 K は、相互に 120° 隔てられた三つの駆動溝 33 が作られ、駆動溝 35 の各々は上記孔 34 の一つと係合する。制動体 22 の直径は、三つの孔 34 を囲む径線の直径と同じであり、制動体 22 の外周と第 33 の外周との間に形成された隙間（輪郭区域）36 の幅は孔 34 の直径と同じである。したがって、ピン 17 の偏心度がゼロに設定されたときには、隙間 36 がすべての孔 34 を閉鎖するのみであるが、偏心度がゼロから変えられて、制動体 22 が上述のごとき進退運動を行うように設定されると、第 4 図に示すように、各孔 34 は、制動体を囲む室 28 および溝の駆動溝 35 K 交互に連通せられる。

各溝 35 の底から孔 37 が出、これらの溝 35 はすべて、制動体の反対側バルブ面中の共通駆動溝 39 中に開口し、上記溝 39 の平均直径は、ダイヤグ 10 のバルブ面 27 中の孔 11 のピッチ内の直径と同じである。第 5 図に示すように、溝 39 の直径は 180° より少し小である。ピストン 15 が外方への吐出ストロークを行っているシリンダ 14 から加圧された流体正圧が孔 37 を総て溝 39 K に流れる。

ダイヤグ 10 のバルブ面 27 K に係合する制動体 22 のバルブ面中には、もう一つの駆動溝 38 が作られ、駆動溝 38 は、溝 39 と同じ平均直径を有し、これもまた、180° より少し小な直径を有する。上記溝 3

## 13

一往復運動を行う。ピストン 15 の吐出ストロークの間、シリンダ 14 はそれぞれの周面溝 32 および孔 34 を総て制動体 22 中の溝 35 の一つと連通する。溝 35 から流体は孔 37 を総て、制動体中の駆動溝中に流れ、そこから、孔 11 を総て溝 39 と連通するモータシリンダ 8 中に流れる。これにより、これらのシリンダ 8 中のピストン 7 が外方に押され、よって、ロータ 5 および出力軸 2 が外体 1 に対して回転される。同時にピストンが内方に動くモータシリンダ 8 からは、流体がそれぞれの孔 11 を総て溝 38 中に排出され、そこから流体は室 42 中に流れ、ついでベアリングに流れ、最終的に室 28 中に流れる。戻りストローク（吸入ストローク）を行っているピストン 15 は、上記室 28 から、そのときに完全または部分的に開いている孔 34 を総て流体を吸入する（第 4 図参照）。

ピン 17 の偏心度の調節された値の各々 K、ポンプからモータへの異なる流体吐出量が相対し、よって、ロータ 5 のステータ 6 に対する異なる回転割合が得られ、よって、上記偏心度を変えらるることにより伝動率を連続的に変えることが可能とされる。

ポンプシリンダ 14 は室 28 から流体を吸入するのであり、この室 28 においては、流体は外体 1 とともに回転しているものであるから、流体は逆方向を受け、よって、上記シリンダの流入角には若干の正圧が存在し、これにより、上記シリンダが完全に満たされることが保証

される。

第6図ないし第11図においては、上記第一実施例の部品に相当する部品は、上記の記号番号K100を加えて示されており、これらの構造および機能については、第一実施例の部品と異なる点についてのみ説明する。

ステータ6の断面図56は断面図であり、その軸心は軸心4からずれているから、ロータ5のステータ6に対する一回転毎に、各ピストン7はそれらのシリンダ8中で完全な一動作サイクルを行う。しかし、本実施例においては、軸心156は軸心104と同心であり、軸心104K内面断面は円形であり、したがって、ロータ105がステータ106Kに対して完全な一回転を行うごとに、各ピストン107は二つの完全な動作サイクルを行う。第6図中K示された腔体圧モータは四つのシリンダ108を有し、したがって、第9図に示すように、中間ディスク110中Kには四つの孔111が作られ、制御体の対向バルブ図中Kには二組の制御弁138、139が作られる。

腔体圧ポンプは三つのシリンダおよびピストン114、115を有し、ピストンは、偏心ピン117上Kに軸受け保持されたロータ116により駆動され、ピン117は軸118と一体であり、軸118は、軸18とは反対に、端カバー113中Kに回転軸受け保持される。したがって、ピン117の偏心度、したがって、ポン

プの吐出量は一定である。作動時に軸118は、軸K取付けられた図120を介して、伝動軸の軸K指示なし)K固定される。

この第二実施例においては、ポンプとモータとの間K置かれた制御体122は二つのディスク形部123、124からなり、これら両部は、伝動軸を固定するためのK、相互K角度的に調整される。ディスク123の第6図で見ても左側断面はポンプシリンダ112のバルブ面126Kシール形状し(図7図および第8図参照)、ディスク124の右側端面はディスク110のバルブ面127Kシール形状する(図9図参照)。ディスク123はロータ116の内面ハブ157上Kに軸受け保持され、ハブ157はピン117と同心心である。したがって、ディスク123は、外体101の一回転ごとに、シリンダ112に対して、前述の制御体22の運動と同じ遊星運動を行い、この運動は、図7図に線路130として示すことである。ディスク124は、たとえばキャップねじ(図示なし)Kよりハブ157の縁面K取付けられ、したがって、ディスク123と同じ運動を行う。

ディスク123と124との間には室125が形成され、この室125は、制御体122を包む図128から、ディスク124の輪形溝中K置かれたオリングよりシールされる。上記室125は、ディスク123中の孔137を繞り、ディスク123のバルブ面中

に置けるための機構を第10図および第11図について説明する。第10図の上半分は、ピン117の、第11図において右側の、軸心104K垂直な断面であり、第10図の下半分は、第125内における同様な断面であり、第11図は第10図の線XI-XI Kによる断面である。

ディスク152は、ディスク124の内面中K置かれ、軸153K取付けられ、153はピン117中の軸心方向孔および軸118中を貫通し、軸153の外方縁には、軸118中の内ねじK係合するおよび、これと一体のノブ158が作られる。軸153を回転することにより、ディスク152がピン117の端面K向けて、および、これから遠ざかるように、軸心方向に動かされる。ピン154が、ディスク124中の直往方向対向孔を可能に貫通して、ディスク123中の縁部155中K嵌り込む。軸155はピン117と同心であり、各図155の径は、第11図に示すように、その両端間において連続的に変化する。ピン154の両端面が嵌まっているディスク152の縁部よりピン154が軸心方向に動かされると、上記ピン154の内方端は各図155の面に接触してゐるから、ディスク123がディスク124Kに対して、したがって、ポンプのバルブ面126中の孔134Kに対して角速度方向に調整される。図7図および第8図はそれぞれ、腔体圧モータへの最大およびゼロ吐出量に相当するデ

K120\*ずつ隔てて作られた三つの制御弁135Kに連通し、弁135の各々は、バルブ面126中の三つの孔134の一つと連通する(図7図および第8図参照)。ディスク124中の直往方向対向孔146を繞りて軸125が、ディスク124のバルブ面中の二つの直往方向対向孔139Kに連通する。上記弁139間にある二つの制御弁138、139は、各弁138からディスク124の周辺K出る半径方向弁141を除いて室128に連通する。同心の弁138、139の各々は90°より若干小であり、相異なる図138、139の対向端間にある区域140は、第一実施例におけると同様に、該部のモータピストン107がそれらの開口部の一つにあるときに、ディスク110中の孔111を契機的にカバーし得る(図9図参照)。

中間ディスク110に対するディスク124の遊星運動は、第9図に線路の円121として示すごとくであり、第一実施例において制御体22により行われる運動と同様である。いかなるときも、加圧腔体は室125から孔146および弁139を経て、孔111が弁139に連通している二つの直往方向対向モータシリンダ108中K流れ、よって、これらのシリンダ108中のピストン107が外方に伸され、二つの他のシリンダ108からは流媒体が図138、141を経て図128中K排出される。

さて、ディスク123と124との相対角速度を

イスタ123の係合位置を示す。

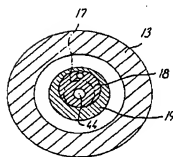
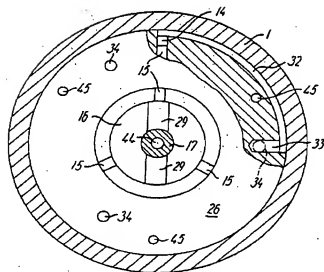
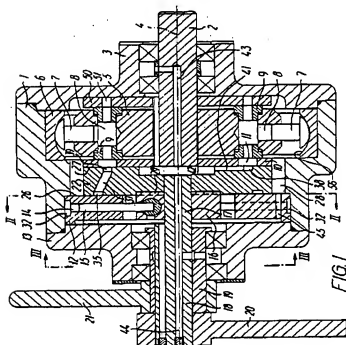
歯35が制御体22と同心であつたのに反して、各歯135は、一端から他端へ行くにつれて、ディスク123の中心に向けて両方にカーブし、各歯135と、相対する歯歯を有するディスク123の周辺との間には弾性の制御部136が形成され、これらの制御部136は、孔134の直径に等しい一定の半径方向幅を有するが、ディスク123の中心からの平均半径は、制御部一端から他端に行くにつれて減少する。

第7図に示したディスクの相対位置、すなわち、最大吐出量に相当する位置においては、ディスクの係合は、第一実施例においてピン17が最大係合度で設定されたときの制御体22について上述したのと全く同様である。各ポンプピストン118の金吐出ストロータの間、そのシリンダは口型の歯135に連通され、吸入ストロータの間は、その孔134は、ディスク123を囲む歯128に向けて完全または部分的に開かれ、また、制御部136により歯135から遮断される。

第8図に示す、ディスク123の他の係合位置においては、各孔134は、制御部136が最小半径を有する歯135の端近くで開かれ、この位置においては孔134が、ポンプピストンの吐出ストロータの間も、戻りストロータの間も、歯128に連通し、したがつて、ポンプの金吐出量はモータをバイパスし、歯128を経て、吸入ストロータを行うポンプシリンダに戻

される。したがつて、モータは全く役体が供給されず、モータのスタートとロータとの間には何らの相対回転も行われず、よつて、これは入力体101と同様に両面回転で回転する。

ディスク123と124とを、第7図および第8図に示した同係合位置の中間の相対角度位置に移動することにより、モータを部分的にバイパスすることが行われ、よつて、モータの相対回転数、したがつて、供給量を連続的に変化することが行われる。





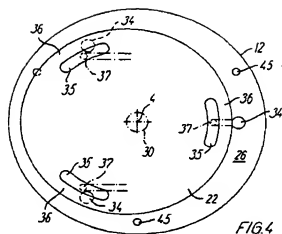


FIG. 4

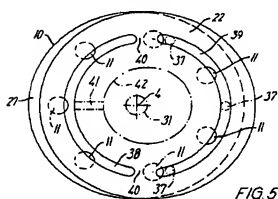


FIG. 5

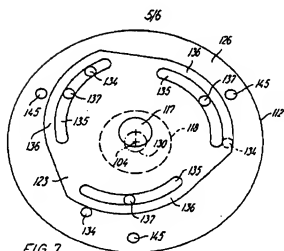


FIG. 7

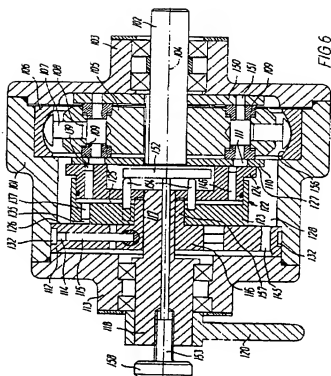


FIG. 6

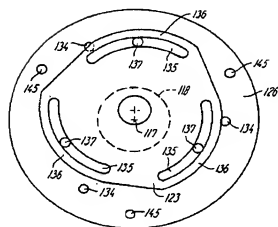


FIG. 8

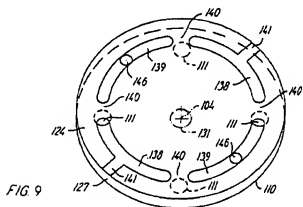


FIG. 9

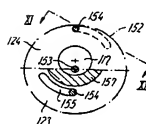


FIG. 10

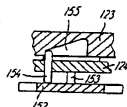


FIG. 11

